

喷射器在跨临界CO₂热泵中的优化研究

牛擎宇, 宋子晔, 关欣*

上海理工大学能源与动力工程学院, 上海
Email: 17864299979@163.com, *15900722038@163.com

收稿日期: 2021年2月10日; 录用日期: 2021年5月5日; 发布日期: 2021年5月13日

摘要

CO₂跨临界循环系统的研究一直是各界学者积极关注的热点, 在目前的研究中采用喷射器代替节流阀植入到系统中是个不错的选择, 一方面可以大量减少节流损失, 另一方面可以提升压缩机的吸气压力, 减少压缩机的耗功, 从而可以起到提升热泵系统性能的作用。喷射器作为整个系统的核心部件它的工作性能对系统性能起着至关重要的作用。本文运用气体动力学函数法的基本理论, 对喷射器的性能指标以及结构尺寸进行了分析和设计, 并采用Fluent软件对CO₂工质在喷射器的内部流场和温度场变化展开了求解, 将喷嘴效率、吸收室效率、与扩压室效率的计算取值与结构尺寸和工况参数进行了关联性研究, 以表征各部件产生的流动不可逆损失。从而确定系统性能优化的方向。

关键词

跨临界CO₂热泵, 喷射器, 仿真研究

Optimization of Ejector in Transcritical CO₂ Heat Pump

Qingyu Niu, Ziyue Song, Xin Guan*

School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai
Email: 17864299979@163.com, *15900722038@163.com

Received: Feb. 10th, 2021; accepted: May 5th, 2021; published: May 13th, 2021

Abstract

Study of CO₂ across critical circulation system is the attention of the scholars from all walks of life to actively, in the current study uses the injector to replace the throttle valve into the system is a good choice, on the one hand can substantially reduce the throttling loss, on the other hand can

*通讯作者。

improve compressor suction pressure, reduce the power consumption of the compressor, which can improve the performance of heat pump system. As the core component of the whole system, the performance of the ejector plays an important role in the performance of the system. In this paper, by using the basic theory of gas dynamics function method, the performance of the injector and to analyze the structure size and design, and uses the Fluent software for CO₂ laser in the interior of the ejector to solve the flow field and temperature field, the efficiency of nozzle efficiency, absorption chamber, and the calculated values and structure size of the expansion pressure chamber efficiency and operating conditions for the correlation research, to represent the flow of the parts produced irreversible loss so as to determine the direction of system performance optimization.

Keywords

Transcritical CO₂ Heat Pump, Ejector, Simulation Study

Copyright © 2021 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

CO₂跨临界循环中的节流膨胀被学者广泛认为是造成能量损失的主要环节,主要表现为系统的COP较低,造成这一现象的主要原因是CO₂工质节流前后高低压侧压力在数值上相差较大,通常系统中高压侧压力能达到10~12 MPa左右,但低压侧压力只有3~5 MPa。因此在节流元件前后产生的压差会很大,与常规的压缩式制冷循环相比较就显得存在非常大的节流损失。Robinson和Gro [1]通过对热力学第二定律的分析与论证证明了在CO₂跨临界循环系统中存在着极大的能量不可逆损失,其中从超临界区到两相区的等焓节流过程所产生的节流损失是所占比例最大的一处。回收膨胀功是降低循环中节流损失的有效手段,有研究显示,理想膨胀机能够起到提高系统性能45%~75%的功效[2],所以,采取一些膨胀机构来减少节流损失的方法已成为许多学者研究的热点,其中应用喷射器回收热量和能量的制冷系统受到广泛青睐[3] [4]。

国内外学者围绕带喷射器的跨临界CO₂热泵系统性能先后展开了数值模拟和试验研究,研究内容从变工况和结构参数对系统性能的作用影响,以及改进系统热力性能的提升举措,发展到对喷射器的工作特性评价和内部CO₂工质流场复杂流动机理的探究方面。现有的研究结果已经证明喷射器的工作性能对系统性能会产生重要的影响,工质在喷射器内部流动所形成的复杂流动机理会直接影响到喷射器的性能优劣,并作用到喷射器与整个系统的匹配运行。Lucas [5]等采用均质平衡模型模拟CO₂两相引射器内部流动过程,结果表明在某些工况下采用该模型能够获得较为可信的流动信息。Palacz [6]研究均匀平衡模型的适用范围时发现,该模型在临界点和饱和线附近的预测精度相对较高,而在其他区域则产生较大的偏差。Zhu [7]采用纹影技术研究了喷嘴出口流体过渡膨胀激波结构,并分析了第一激波长度对喷射器性能的影响规律。Deng [8]等采用高速摄影技术对CO₂两相喷射器开展可视化研究,对喷射器中流体混合过程和喷嘴内部的流体结构进行了分析。以往研究主要是通过分析喷射器典型流动特征深入掌握喷射器特性和完善喷射器理论而评价喷射器的不可逆损失的研究则很少。Besagnil [9]等基于均匀平衡流动模型,采用计算流体力学方法获得喷射器内部流场信息分析了喷射器部件效率随操作工况和结构改变的变化规律,指出各部件效率的主要影响因素。此外,Chen [10]基于Huang [11]的实验数据拟合得到了计算喷

嘴效率、混合室效率和扩压室效率的经验关联式，可以用于评价在结构参数和工况条件发生变化的情况下的各部件效率。Wang 和 Yu [12]通过建立喷射器热力学模型并与试验测试方法相结合，探讨喷射器的喷嘴效率、混合室效率和扩压室效率，同时结合工况和结构参数拟合得到了喷嘴效率、混合室效率和扩压室效率关联式。上述研究中通过热力学方法构建喷射器一维模型，假设流体均质平衡流动，忽略流体的非平衡相变以及两流体的相互挤压和混合剪切层的相互干扰，缺乏喷射器内部流动特征的准确描述，给各个部件不可逆损失的评估带来较大的偏差。所以，若对喷射器部件流动损失进行准确评价，需对喷射器的典型流动特征进行全面深入的分析。

2. 直喷射器结构设计的基本理论

2.1. 喷射器概述

2.1.1. 喷射器的结构及工作原理

喷射器主要结构由工作喷嘴、接受室、混合室和扩压室四部分构成，如下图 1 所示，喷射器在系统中可以作为发生能量、质量交换的装置，其在跨临界 CO₂ 热泵系统中的工作原理为：来自气冷器的高压的 CO₂ 气体作为工作流体通过喷射器喷嘴时速度变大，压力变小，从而引射来自蒸发器的低压 CO₂ 气体进入接受室，然后压力不同的工作流体和引射流体将在混合室内相互混合，发生能量、质量的交换，完全混合后形成一股速度压力均匀的混合流体，然后从混合室出口流入扩压室，经扩压室结构带来的升压作用，压力升高，速度降低。

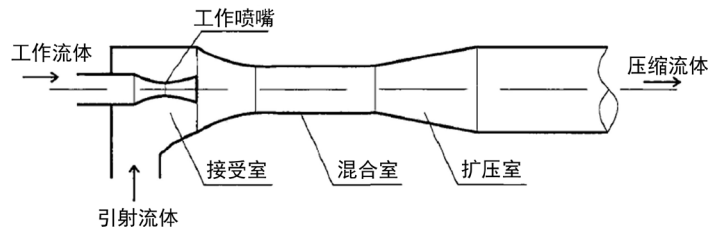


Figure 1. Ejector structure diagram
图 1. 喷射器结构图

2.1.2. 喷射器主要性能指标

1) 喷射系数

喷射系数被认为是反映喷射性能的一个重要参数，在热泵系统操作工况不变的条件下，喷射系数越高，被引射的 CO₂ 工质流量也会越多，相对应的系统制冷量也会一定程度上得到增大。在计算上，喷射系数等于引射流体质量流量与工作流体质量流量的比值。

$$\mu = \frac{G_e}{G_g} \quad (2-1)$$

式中 G_g ——工作流体的质量流量，kg/s；

G_e ——引射流体的质量流量，kg/s；

2) 喷射效率

喷射效率主要用来表达喷射器的完善程度，在公式上可表示为引射流体所增加的有效能和工作流体所减少的有效能的比值：

$$\eta = \frac{\mu(e_c - e_e)}{e_g - e_c} \quad (2-2)$$

式中 e_g ——工作流体的单位质量有效能, kJ/kg;

e_c ——引射流体的单位质量有效能, kJ/kg;

e_e ——出口压缩流体单位质量有效能, kJ/kg。

3) 制冷效率

用来表示系统效率 COP , 用公式可表示为制冷量与系统耗功的比值:

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g + W} = \mu \frac{\Delta h_e}{\Delta h_g} \quad (2-3)$$

式中 Q_e ——系统制冷量, Q_g ——发生器消耗的能量, KW;

W ——泵消耗的能量, KW;

Δh_e ——引射流体在喷射器内增加的能量;

Δh_g ——工作流体在喷射器内失去的能量。

4) 升压比

喷射器升压比数值上等于喷射器出口流体压力和引射流体压力的比值:

$$C_r = \frac{P_c}{P_e} \quad (2-4)$$

式中 P_c ——混合流体出口压力, MPa; P_e ——引射流体压力, MPa。

5) 膨胀比

喷射器膨胀比数值上等于工作流体压力和引射流体压力的比值:

$$\Pi_{gc} = \frac{P_g}{P_e} \quad (2-5)$$

式中 P_g ——工作流体压力, MPa。

并根据研究文献[3] [13] [14]表明喷射器性能受结构尺寸的影响很大, 学者通常通过研究喷射系数、升压比和喷射器的效率等一系列参数来评价喷射器的工作性能。研究表明升压比的增加会引起压缩机的压缩比的减少, 喷射系数的增加会减少压缩机的质量流量, 并且喷射器效率将随着升压比和喷射系数的增加而呈现逐步增加的趋势。其中文献[14]还分别定义了喷嘴效率 η_{mn} 、吸收室效率 η_{sn} 和混合室效率 η_{dr} 的计算公式, 如下:

6) 喷嘴效率

$$\begin{aligned} \eta_{mn} = & -36.137 - 4.160 \left(\frac{P_g}{P_e} \right) + 1.161 \left(\frac{P_g}{P_e} \right)^2 - 0.106 \left(\frac{P_g}{P_e} \right)^3 \\ & + 212.320 \left(\frac{d_{g^*}}{d_3} \right) - 355.359 \left(\frac{d_{g^*}}{d_3} \right)^2 + 196.035 \left(\frac{d_{g^*}}{d_3} \right)^3 \end{aligned} \quad (2-6)$$

式中 d_g ——喷嘴喉部直径, mm; d_3 ——混合式直径, mm。

7) 吸收室效率

$$\begin{aligned} \eta_{sn} = & -3173.171 + 934.102 \left(\frac{P_g}{P_e} \right) - 314.471 \left(\frac{P_g}{P_e} \right)^2 + 79.521 \left(\frac{P_g}{P_e} \right)^3 - 12.222 \left(\frac{P_g}{P_e} \right)^4 \\ & + 0.814 \left(\frac{P_g}{P_e} \right)^5 + 694222.1\varphi - 2956145\varphi^2 + 7950453\varphi^3 - 114327270\varphi^4 + 6689155\varphi^5 \\ & - 649905.1Z + 2647000Z^2 - 6885025Z^3 + 9627161Z^4 - 5490126Z^5 \end{aligned}$$

式中

$$Z = \varphi \left(\frac{P_g}{P_e} \right)^{0.02} \quad (2-7)$$

8) 混合室效率

$$\eta_{\text{mix}} = -6869.077.1 + 19308.18Z' - 18089.31Z'^2 + 5649.417Z'^3$$

式中

$$Z' = \left(\frac{d_{g^*}}{d_{\text{mix}}} \right)^{0.1} (1 + \varphi)^{0.35} \quad (2-8)$$

9) 扩压室效率

$$\begin{aligned} \eta_{\text{dif}} = & 0.00482 \left(\frac{P_g}{P_e} \right)^2 - 0.06947 \frac{P_g}{P_e} + 0.08833 \left(\frac{d_{g^*}}{d_3} \right)^2 - 0.04263 \frac{d_{g^*}}{d_3} \\ & + 0.00013NXP^2 - 0.00744NXP + 0.87024 \end{aligned} \quad (2-9)$$

式中 NXP ——喷嘴出口至混合室入口的距离, mm。

2.1.3. 喷射器设计汇总

综上所述, 喷射器工作性能的好坏对系统效率的高低所产生的影响至关重要, 设计合理的喷射器结构是提升喷射器工作性能的关键。本文以气体动力学函数法的理论依据为基础, 依据工况参数的要求对喷射器的性能指标和结构尺寸进行了计算, 得到了喷射器的各部件结构尺寸(见表 1、表 2)以及喷嘴效率、吸收室效率和扩压室效率的数值。

喷嘴效率 η_{mn} 为 0.8, 吸收室效率 η_{sn} 为 0.8, 扩压室效率 η_{df} 为 0.7。根据计算所得喷射系数为 0.6。

Table 1. Ejector design parameters

表 1. 喷射器设计参数

设计参数	数值	单位
工作流体压力	9	Mpa
工作流体温度	35	°C
工作流体比体积	0.00151	m ³ /kg
引射流体压力	3.9	Mpa
引射流体温度	10	°C
引射流体比体积	0.009345	m ³ /kg
混合流体压力	4.6	Mpa

Table 2. Ejector structure dimensions

表 2. 喷射器结构尺寸

喷射器结构	数值(mm)
喷嘴入口直径	2
喷嘴喉部直径	1
喷嘴出口直径	1.5
喷嘴渐缩段长度	3.1
喷嘴渐扩段长度	0.85

Continued

圆柱形混合室直径	1.75
圆柱形混合室长度	8.5
扩压室出口直径	4.25
扩压室长度	14.5

3. 喷射器内部流场的数值模拟

3.1. 喷射器模型

3.1.1. 求解器的选择

根据第二章计算得到的喷射器结构尺寸,通过 Solid Works 绘图软件画出喷射器三维物理模型,再经 ICEM CFD 软件划分网格,并且在喷嘴、混合室和扩压室等区域流动波动比较大,所以对这部分区域的网格进行了适当加密,最后将网格模型导入到 Fluent 软件中对喷射器的内部流场的变化进行数值模拟。首先检查网格质量确保没有网格负体积的存在,然后进行求解参数的相关设置。经文献调研发现,在模拟湍流流动时,realizable k- ϵ 模型被使用较多,并被认为可以更好地预测圆柱射流流动的发散比率,并且也能够较为精准地对旋转性流动进行模拟,在具有强逆向压力流动的边界层和二次流工况上的模拟也有不错效果。根据以上对湍流模型的理论研究可以得出,为了探究 CO₂ 工质在喷射器内部流动所形成的流场变化,本文湍流模型应该选用标准 k- ϵ 模型和标准壁面函数法,离散格式选取二阶迎风格式。

3.1.2. 流体物性

设置流体的物性关系到模拟结果的准确性,在 Materials 面板选择 Fluid 数据库,在 Creat Materials 页面中打开 Fluent Database 从中选择 carbon-dioxide,本文中 CO₂ 气体密度采用理想气体,其他物性参数设置为定值,粘度取 1.37×10^{-4} kg/m-s,热传导系数取 0.0145 w/m-k,分子量取 44。

3.1.3. 边界条件

1) 工作流体入口:采用压力进口边界条件。本文定义工作流体入口总压为 9MPa,温度 308.15K,也可以对静压数值进行输入,而对含有湍流模型的情况还必须对湍流参数进行赋值。2) 引射流体入口:采用压力进口边界条件。本文定义引射流体入口总压为 3.9 MPa,温度 283.15K。3) 混合流体出口:采用压力出口边界条件。混合流体在扩压室出口处的静压为 4.6 MPa。4) 壁面边界:采用无滑移绝热壁面。另外,本文计算采用 simple 算法求解,解的收敛可以通过残差曲线来判断,本文残差的收敛精度设置为 10^{-2} ,另一种判定方法是通过检测喷射器出口质量流量值的变化趋势,当出口速度趋于稳定时也可认定为流场收敛,求解已完成。

3.2. 模型的求解结果分析

由于喷射器内部流场的流动不规则且复杂多变,至今尚不能完整全面的展示喷射器内部流场的运动机理。本文主要通过研究喷射器内部速度场、压力场和温度场的变化来反映工质的流动机理,从而论述所建喷射器模型的准确性。

3.2.1. 喷射器内速度场分布

如图 2 和图 3 所示,喷射器进口对应位置在坐标原点右侧 29.9 mm 处,喷嘴出口位置在 15 mm 处,扩压室出口位置在坐标原点左侧 14.5 mm 处。可以看出流体速度呈现先增大后降低的趋势,并且在喷嘴出口处和扩压室的入口段流体的速度波动比较明显。这是因为工作流体在流经喷射器喷嘴喉部时速度值急剧增大,在喷嘴出口处达到超音速流。可以把引射流体卷吸进吸收室,实现了工作流体与引射流体的

混合，混合过程中会发生能量的交换，工作流体速度将减小，引射流体速度将增大，并在混合室内最终完全混合为速度和压力居中的一股流体。经过扩压室时流体动能转化为压力能，压力增大，混合流体流速进一步降低，最终从扩压室出口排出进入到气液分离器中。并且从图 2 可知，由于工作流体与引射流体存在速度差影响，在吸收室内和喷嘴的出口截面处两股流体并未立即混合，而是形成了速度边界层紧密流动，这也验证了工作流体在内层、引射流体在外层的环状流现象的存在。

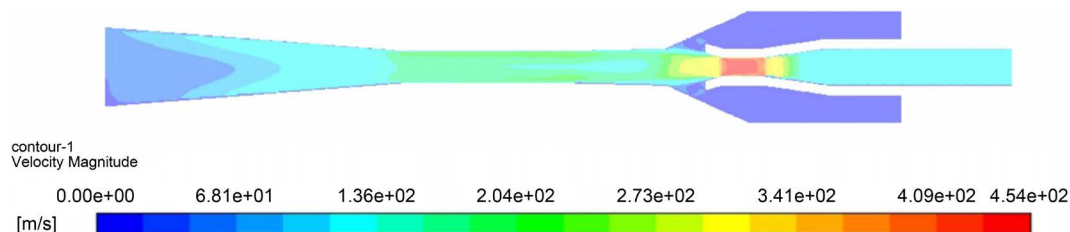


Figure 2. Velocity flow field distribution cloud diagram inside the injector

图 2. 喷射器内部速度流场分布云图

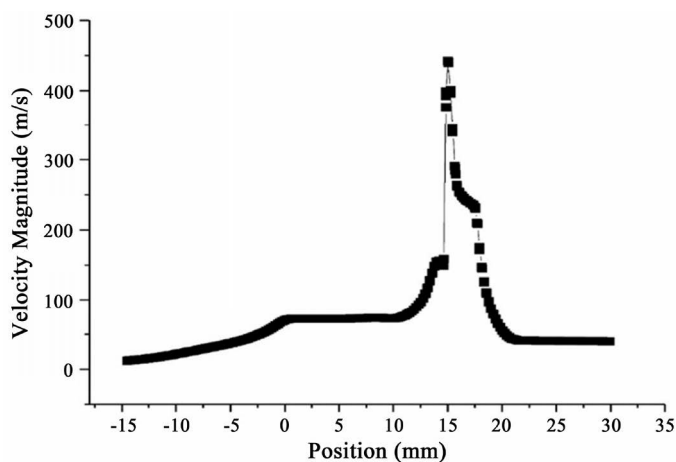


Figure 3. Velocity variation along the central axis

图 3. 沿中轴线方向的速度变化

3.2.2. 喷射器内压力场分布

从图 4 和图 5 可知工作流体的压力在喷射器喷嘴处发生了比较剧烈的变化当工作流体从喷嘴中高速流出时，压力值急剧减小，喷嘴出口截面处的压力值最低达 1.1 MPa，使得喷嘴出口处周围形成负压区，从而实现将压力为 3.9 MPa 的引射流体抽吸进吸收室进行混合，减少节流损失的目的。在混合室内流动过程中两股流体逐渐汇为压力居中的一股流体，流经扩压室后混合流体的压力呈现缓慢增长，最终混合流体以 4.6 MPa 的压力从扩压室排出。由此可得升压比为 1.18，验证了喷射器在回收膨胀功中所起的作用。并且从图 2 和图 4 中能够观察到工作流体在喷嘴出口位置处产生了膨胀波，考虑是因为流体速度超音速，存在激波的影响。两股流体在边界层剪切力的作用下相互混合，受超音速流动和背压的作用，容易出现激波现象。这一现象在 Bulinski [15] 等采用非均质模型通过嵌入偏微分传输方程建立的两流体模型中也有体现。

3.2.3. 喷射器内温度场分布

由图 6 可以看出沿喷射器入口方向的温度场分布情况，从压缩机出来的高温高压 CO₂ 气体经过喷射器喷嘴，内能转化为动能，工作流体流动速度增大，压力减小，温度降低，在混合室内与引射流体混合，发生质量、能量的交换，最后流经扩压室经其结构的升压作用，速度减小，压力增大，温度增

加。本文中工作流体进口温度为 35°C ，引射流体进口温度为 10°C ，模拟得最终经扩压室排出的混合流体温度为 33°C 。

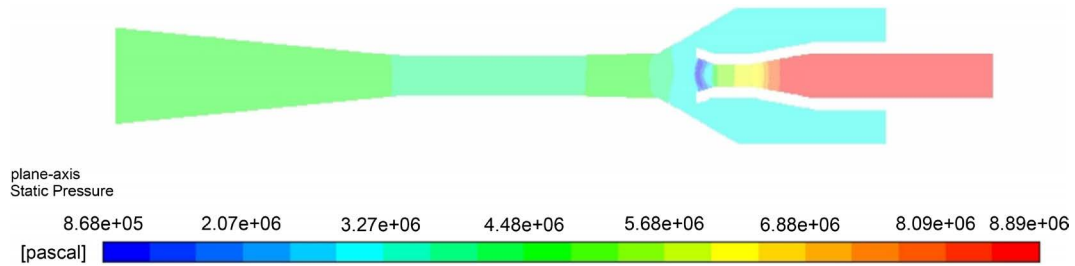


Figure 4. Distribution cloud diagram of pressure flow field inside the injector
图 4. 喷射器内部压力流场分布云图

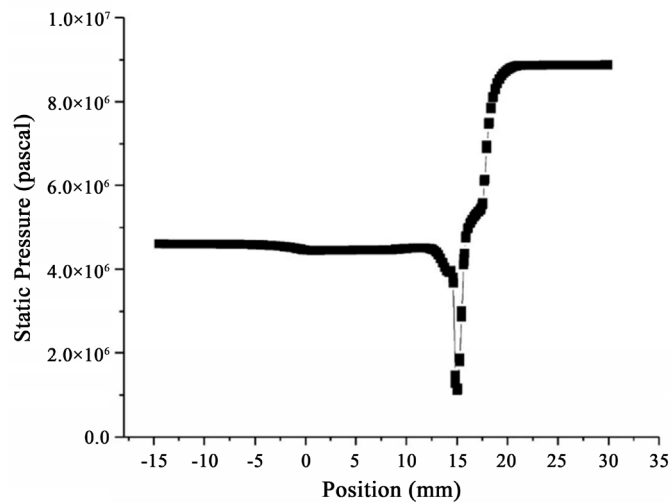


Figure 5. Pressure changes along the central axis
图 5. 沿中轴线方向的压力变化

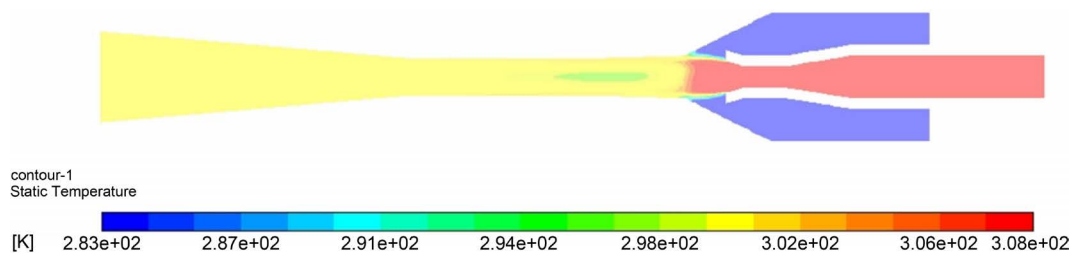


Figure 6. Cloud diagram of temperature field distribution inside the injector
图 6. 喷射器内部温度场分布云图

3.2.4. 喷射器内壅塞现象研究

结合图 2、图 4 和图 7 可以看出，由于在喷嘴出口处工作流体和引射流体的速度不均性，且差值较大，并且在背压的作用下，使得在从吸收室流入到混合室的过程中，形成了内层流动是超音速流、外层流动是亚音速流的环状流现象。由此引发的膨胀波在图 2 和图 4 中均有显现，且图 7 中可以看到喷嘴出口处存在着较大的湍流干扰，并在扩压室的入口处受膨胀波的影响造成混合流体在扩压室入口附近发生边界层分离引起流场震荡。综上图 2 至图 7 分析可知，喷射器流场中存在的激波现象主要发生在喷嘴的

出口处附近和扩压室的入口处，激波前后的压力和速度变化也加剧了流动的复杂性。由于超音速流激波现象的存在，因此工作流体和引射流体在喷嘴出口处和吸收室中的混合过程会发生壅塞，为了更清楚的显示这种壅塞现象，本文中特地截取了喷嘴附近处流体流动的速度矢量图，如图 8 所示。

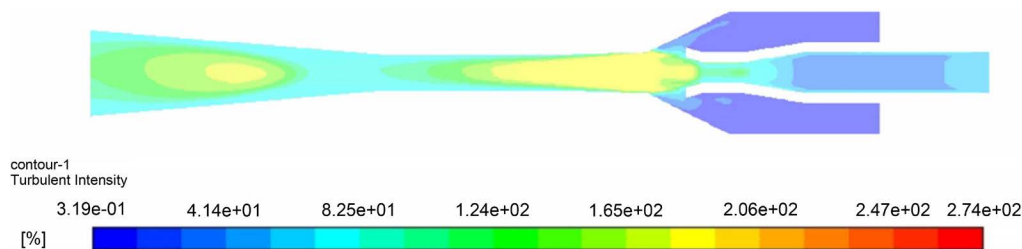


Figure 7. Cloud diagram of turbulence intensity distribution in the ejector
图 7. 喷射器内湍流强度分布云图

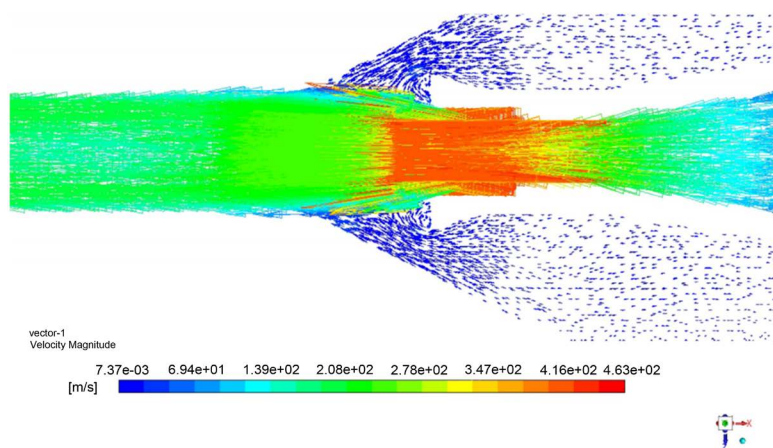


Figure 8. Vector diagram of fluid velocity near the nozzle
图 8. 喷嘴附近处流体速度矢量图

由图 8 可以看出，在喷嘴出口处确实发生了引射流的壅塞现象，由此引起了引射流体在喷嘴出口处会发生回流。这种扰动恰恰造成的两股流体在混合过程中的边界层干扰和分离，以及激波作用引起的动量和能量损耗构成了喷射器内部流体主要的流动损失。因此在以后开展的喷射器性能研究中应着重考虑激波的影响，以及如何尽可能的减少引射流在喷嘴出口处的壅塞。

综上所述，基于喷射器模型在 Fluent 软件中的数值模拟过程，通过对不同控制方程和湍流模型的选择和比较，确定了对喷射器模型适当的求解设置，设置流体物性和边界条件，选用合适算法导入 Fluent 中作初始化运算。通过对喷射器模型的求解得到喷射器内速度场、压力场和温度场的分布，以及分布对应在模型中轴线上的速度和压力分布。1) 由图 2 到图 6 所呈现的速度、压力和温度变化趋势可知，与第二章中流体在喷射器内的流动理论原理相对应，与理论趋势相切合，并且通过对喷射器内流动过程中湍流强度云图的分析从而验证了激波的存在，主要发生在喷嘴出口处和扩压室入口处，并进一步根据图 8 论证了工作流体和引射流体在喷嘴出口和吸收室内发生的壅塞现象。2) 根据相关的研究表明[9] [16]激波的干扰和流动的壅塞现象这些主要的流动损失，可以通过喷射器各部件的效率指标来表征，因此在本文对喷射器内部流场研究的基础上，可以进行对喷嘴效率、吸收室效率和扩压室效率进行研究其与结构尺寸和工况参数的关联，需要深入细致的分析内部流体的流动过程，获得各部件主要节点处的热力状态是准确评价这些效率的关键，进而才能进行喷射器的优化设计和性能预测。

4. 结论

1) 本文介绍了喷射器的关键结构及作用,给出了其在带喷射器的跨临界 CO₂ 热泵系统中性能指标的定义和喷嘴效率、吸收室效率以及混合室效率的计算公式,采用气体动力学函数法设计喷射器,并且对流体流动进行了合理修正,增强了此方法在结构中的合理性,并依据相关的公式方程编写出了喷射系数的计算程序。

2) 对于喷射器的设计计算中本文采用了固定结构的喷射器模型,应该采用各个部件关键尺寸可调的喷射器进行计算,对喷嘴的喉部直径、混合室的等截面直径、喷嘴的出口位置、混合室等截面段的长度以及扩压室段的,长度这些对喷射器性能影响较大的结构尺寸因素进行正交实验对比,得到这些尺寸因素的改变分别在对喷射系数影响程度上所占比例大小,按照所占比例大小对这些尺寸因素由高到低进行排序。采用控制变量法研究相应结构尺寸改变时对喷射器性能的影响规律,从而在喷射器的结构尺寸设计上进行优化,着重优先满足那些在性能影响中所占比例较大的尺寸因素的要求,设计出与工况要求相匹配的高性能喷射器。

3) 本文研究中只是验证了激波的存在和发生的位置,以及流动过程的壅塞现象,但对激波的干扰和壅塞现象引起的流动过程不可逆损失并未做出深入探讨。忽略了内部流场中流体的非平衡相变以及两流体的相互挤压和混合剪切层的相互干扰,缺乏喷射器内部流动特征的准确描述,给各个部件不可逆损失的评估带来较大的偏差。所以,若对喷射器部件流动损失进行准确评价,需对喷射器的典型流动特征进行全面深入的分析。

参考文献

- [1] Robinson, D.M. and Groll, E.A. (1998) Efficiencies of Transcritical CO₂ Cycles with and without an Expansion Turbine: Rendement de cycles Transcritiques au CO₂ avec et sans turbine d'expansion. *International Journal of Refrigeration*, **21**, 577-589. [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(98\)00024-3](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(98)00024-3)
- [2] 史敏, 贾磊, 钟瑜, 舒国安, 王磊. 二氧化碳制冷技术[J]. 制冷与空调, 2007(6): 1-5.
- [3] Chen, J., Jarall, S., Havtun, H., et al. (2015) A Review on Versatile Ejector Applications in Refrigeration Systems. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, **49**, 67-90. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.04.073>
- [4] Elbel, S. and Lawrence, N. (2016) Review of Recent Developments in Advanced Ejector Echnology. *International Journal of Refrigeration*, **62**, 1-18. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.10.031>
- [5] Lucas, C., Rusche, H., Schroeder, A., et al. (2014) Numerical Investigation of a Two-Phase CO₂ Ejector. *International Journal of Refrigeration*, **43**, 154-166. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.03.003>
- [6] Palacz, M., Smolka, J., Fic, A., et al. (2015) Application Range of the HEM Approach for CO₂, Expansion inside Two-Phase Ejectors for Supermarket Refrigeration Systems. *International Journal of Refrigeration*, **59**, 251-258. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.07.006>
- [7] Zhu, Y. and Jiang, P. (2014) Experimental and Analytical Studies on the Shock Wave Length in Convergent and Convergent-Divergent Nozzle Ejectors. *Energy Conversion & Management*, **88**, 907-914. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.09.023>
- [8] Deng, J.Y., Zhang, Y. and Zheng, L. (2016) Visual Investigation on Effect of Structural Parameters and Operation Condition of Two-Phase Ejector. *16th International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, Purdue.
- [9] Besagni, G., Mereu, R., Chiesa, P., et al. (2015) An Integrated Lumped Parameter-CFD Approach for Off-Design Ejector Performance Evaluation. *Energy Conversion & Management*, **105**, 697-715. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.08.029>
- [10] Chen, J., Havtun, H. and Palm, B. (2014) Parametric Analysis of Ejector Working Characteristics in the Refrigeration System. *Applied Thermal Engineering*, **69**, 130-142. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.04.047>
- [11] Huang, B.J., Chang, J.M., Wang, C.P., et al. (1999) A1-D Analysis of Ejector Performance. *International Journal of Refrigeration*, **22**, 354-364. [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(99\)00004-3](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(99)00004-3)
- [12] Wang, X. and Yu, J. (2016) An Investigation on the Component Efficiencies of a Small Two-Phase Ejector. *International Journal of Refrigeration*, **71**, 26-38. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.08.006>

-
- [13] Arbel, A., Shklyar, A., Hershgal, D., *et al.* (2003) Ejector Irreversibility Characteristics. *Journal of Fluids Engineering*, **125**, 121-129. <https://doi.org/10.1115/1.1523067>
- [14] Liu, F. and Groll, E.A. (2013) Study of Ejector Efficiencies in Refrigeration Cycles. *Applied Thermal Engineering*, **52**, 360-370. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.12.001>
- [15] Bulinski, Z., Smolka, J., Fic, A., *et al.* (2010) A Comparison of Heterogeneous and Homogenous Models of Two-Phase Transonic Compressible CO₂ Flow through a Heat Pump Ejector. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, **10**, Article ID: 012019. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/10/1/012019>
- [16] Banasiak, K., Hafner, A. and Andresen, T. (2012) Experimental and Numerical Investigation of the Influence of the Two-Phase Ejector Geometry on the Performance of the R744 Heat Pump. *International Journal of Refrigeration*, **35**, 1617-1625. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.04.012>